

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЇВ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ ПРИВОДІВ МАШИННИХ АГРЕГАТІВ

Представлено конструкцію віброізолятора крутильних коливань, який виконаний у вигляді муфти з механічним зворотним зв'язком. Дана конструкція дозволяє міняти в процесі роботи вібраційні характеристики привода шляхом керованої зміни його жорсткості залежно від величини переданого навантаження. Конструктивні параметри пристрою дозволяють синтезувати необхідну характеристику жорсткості та покращити технологічні характеристики привода машинного агрегату.

Умовні позначення

T_{ϕ}	– обертовий момент;
i	– число симетричних пар пружних елементів;
d_k	– діаметр розташування точок контакту кульок у каналах півмуфти для i -ї пари пружних елементів;
$C_{\phi i}$	– фактична крутильна жорсткість i -ої пари пружних елементів при орієнтації навантаження щодо головної осі перетину X ;
ϕ	– кут закручування півмуфти;
P_i	– зосередженої сили;
l	– довжина пружного елемента;
E_i	– модуль пружності матеріалу пружного елемента;
α_i	– кут між початковим розміщенням лінії дії навантаження і головною віссю перетину X для i -ої пари пружних елементів;
k	– власна частота коливань системи;
u	– передаточне відношення колеса і зубчастих вінців обертальних втулок;
f	– вигин пружних елементів;
J_{xi}, J_{yi}	– моменти інерції перетину відносно осей X і Y для i -ої пари пружних елементів;
γ	– співвідношення між моментами інерції перетину для i -ої пари пружних елементів;
C_{np}	– приведена жорсткість;
J_{np}	– приведений момент інерції.

Як відомо, приводи машинних агрегатів працюють у великому діапазоні частот, що постійно розширюється. Тому завдання їхнього захисту від резонансних крутильних коливань завжди було актуальним.

У багатьох роботах [1, 2, 3] доведено, що в системах з нелінійною характеристикою жорсткості прохід резонансу здійснюється «стрибком», без виходу на резонансні амплітуди. Аналітичні й експериментальні дослідження в області нелінійних коливань свідчать про те, що найчастіше подолання резонансу «стрибком» відбувається в нелінійних системах, характеристика жорсткості яких має ділянку з дуже малою або нульовою жорсткістю в робочому діапазоні переміщень. Такі системи називають системами з квазиульовою жорсткістю. При їх дослідженні основним завданням є визначення точки «стрибка» при гармонійному резонансі.

Відповідно метою наших досліджень і є теоретичне визначення точок такого «стрибка» при гармонійному резонансі в системі.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2002-2006 роки.

Проведені дослідження в даній області дозволили розробити нові конструкції пасивних віброізолюючих пристроїв з квазиульовою жорсткістю в яких використовуються або спеціально сконструйовані пружні елементи, або реалізовані нестандартні види навантаження стандартних пружних елементів.

В одному із таких пристроїв (рис.1), який виконаний у вигляді муфти, реалізований нетрадиційний спосіб навантаження гвинтових циліндричних пружин

стиску. Даний пристрій складається із двох півмуфт 1 і 2, які з'єднані між собою пружинами стиску 3.

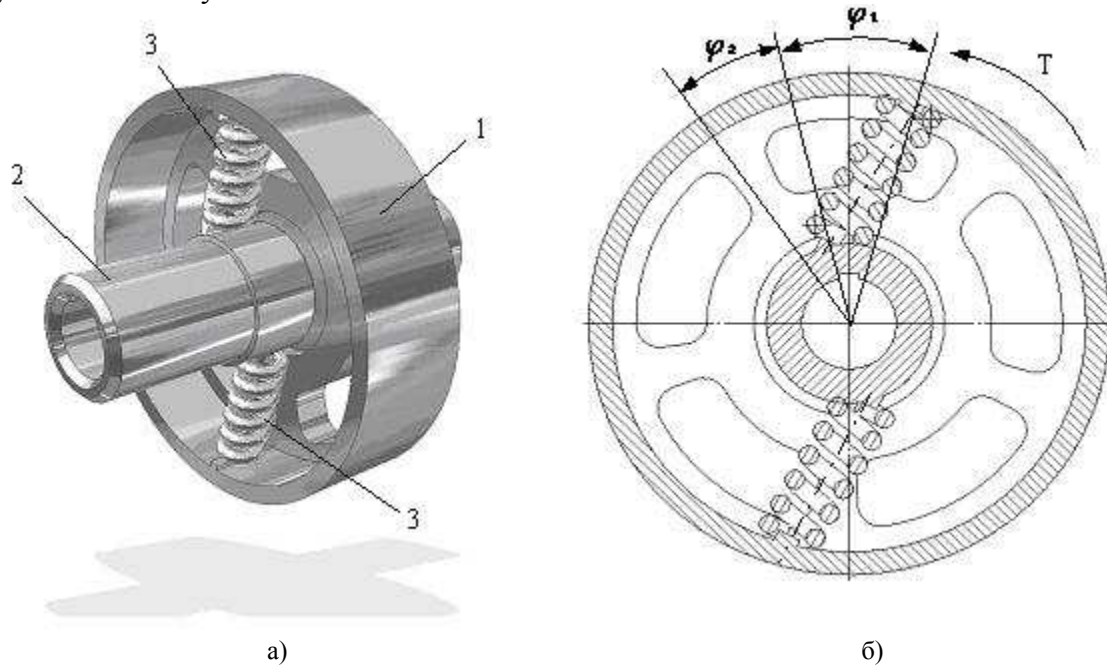


Рисунок 1 - Пасивний віброізолюючий пристрій із квазинульовою жорсткістю:
а) конструктивне виконання; б) схема навантаження пружних елементів.

Робочий діапазон навантажень $T_{ном}$ визначає кут закручування півмуфт φ , який дорівнює нулю (рис.2). У цьому діапазоні пружні елементи працюють на стиск у стані стійкої рівноваги. Прояв захисних властивостей муфти полягає в наступному. Із збільшенням навантаження, а як наслідок амплітуди крутильних коливань, при досягненні обертовим моментом значення $T_{сп}$ система миттєво втрачає навантажувальну здатність (ділянка OB). На зазначеній ділянці відбувається перехід з діапазону φ_1 у діапазон φ_2 через точку A , що визначає нульову жорсткість.

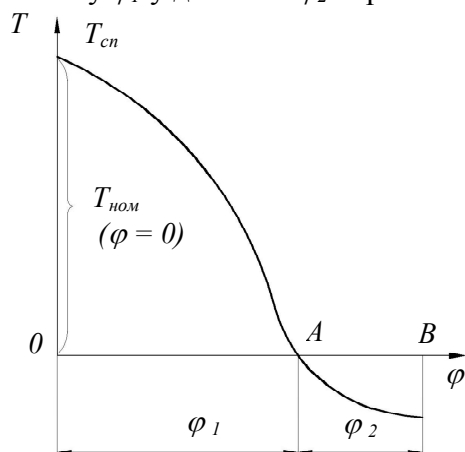


Рисунок 2 - Графік зміни величини відновлюючого пружного моменту.

У діапазоні φ_1 пружні елементи ще продовжують працювати на стиск. У діапазоні φ_2 пружні елементи починають працювати на розтяг. Слід зазначити, що подібні конструкції не знайшли широкого застосування в техніці, оскільки більшість їх виконуються у вигляді пасивних запобіжних пристроїв з одиничним спрацюванням. Основним їх недоліком є додаткове налаштування пристрою, який спрацював при резонансних крутильних коливаннях, з метою поновлення його захисних властивостей. Крім того, такі пристрої, як правило, не призначені для реверсивних приводів, а застосування пружин стиску для роботи в режимі «стиск-розтяг» є умовним.

Останнім часом підвищеною увагою користуються системи Дюфінговського типу [1, 3]. Конструкції, що належать до цих систем дозволяють одержати кубічно-нелінійні характеристики зростаючої або спадаючої жорсткості. Теоретично доведено [3], що їхнє застосування дозволяє згасити явище резонансу «стрибком» без виходу на резонансні амплітуди. Однак прямий прохід резонансу із зазначеним ефектом властивий тільки системам з кубічно-зростаючою жорсткістю. А зворотний прохід, у свою чергу, з кубічно-спадаючою жорсткістю.

Щоб вирішити проблему резонансу, в приводі машинного агрегату необхідний пристрій, який визначає точку «стрибка» як при гармонійному резонансі, так і в області нестійкості більш високого порядку. У конструкціях з кубічно-нелінійною характеристикою жорсткості, навіть при наявності ділянки квазінульової жорсткості, таку характеристику одержати дуже складно. Велика імовірність того, що така характеристика існує і прямо пов'язана з показником ступеня функції, що описує нелінійну характеристику жорсткості. Однак без введення в систему активних ланок для коректування жорсткості, подібну характеристику одержати неможливо. Рішення цього завдання визначає якісно новий підхід до організації структури механічного пристрою, яким є віброізолятор крутильних коливань — пружна муфта. Крім прямого зв'язку з елементами валопроводу, що полягає в передачі обертаючого моменту, вона повинна мати і зворотний зв'язок, що визначає її самонастроювання за деякими обраними критеріями.

Відповідно до цих принципів була розроблена конструкція пружної муфти з механічним зворотним зв'язком по величині переданого обертаючого моменту (рис.3). Дана автономна самоналаштовувана система складається з півмуфт 1 і 2 з'єднаних між собою центруючим валом 3. Шпонка 4 забезпечує жорстке з'єднання півмуфти 1 і центруючого вала 3. Рухливе з'єднання центруючого вала і півмуфти 2 забезпечується за рахунок його установки в підшипник кочення 5, який запресований у півмуфту 2. Центруючий вал жорстко пов'язаний із зубчастим колесом 6 за допомогою шпонки 7. Зубчасте колесо перебуває в зачепленні із зубчастими вінцями поворотних втулок 8, встановлених на півмуфті 2 у парі підшипників кочення 9. Пружний елемент 10 одним кінцем, що представляє хвостовик квадратного перетину, жорстко закріплений у поворотній втулці 8. Гвинт із шайбою 11 викликає осьове переміщення пружного елемента 10 відносно втулки 8. На іншому кінці пружного елемента, що також є хвостовиком квадратного перетину, жорстко закріплена кулька 12. Контакт кульки з півмуфтою 1 відбувається в середині циліндричного каналу. Конструкція має захисний кожух, ущільнення, кришки (на рисунку не показані), які призначені для створення замкнутої внутрішньої порожнини з метою захисту поверхонь тертя зубчастих зачеплень і підшипників від попадання пилу і сторонніх тіл.

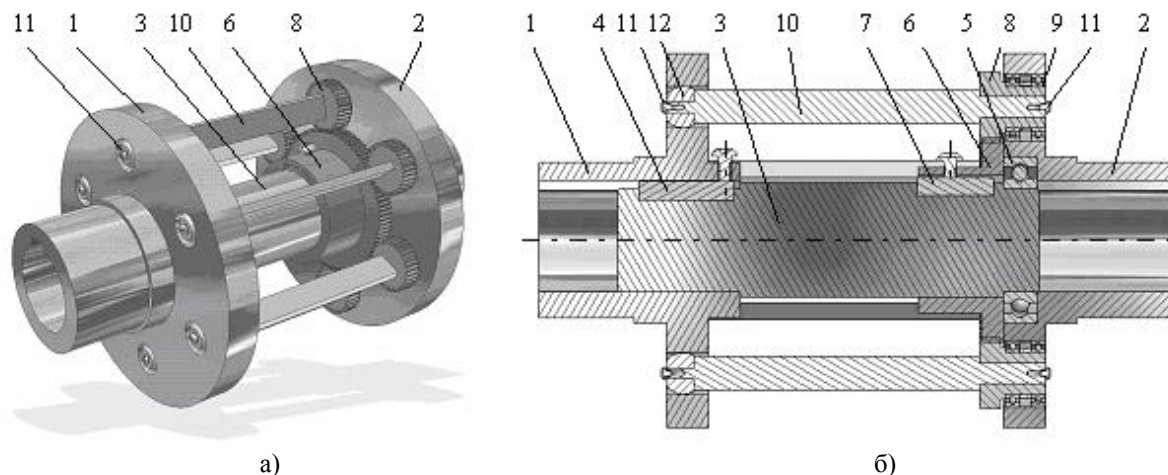


Рисунок 3 - Віброізолюючий пристрій з механічним зворотнім зв'язком: а) конструктивне виконання; б) головний перетин конструкції.

Передача обертового моменту в представленій конструкції здійснюється наступним чином. При збільшенні навантаження на півмуфту 1 пружні елементи 10 i -тої симетричної пари згинаються. Згин відбувається під дією зосередженої сили P_i , що визначається відповідно з виразу:

$$P_i = \frac{2T_B}{d_{ki}}. \quad (1)$$

Згин пружних елементів визначає закручування півмуфти 1 на деякий кут φ щодо півмуфти 2. Жорсткий зв'язок півмуфти 1, центруючого вала 3 і закріпленого на ньому зубчастого колеса 6 визначає однаковий кут закручування півмуфт і зубчастого колеса. Зачеплення колеса із зубчастими вінцями поворотних втулок 8, встановлених на півмуфті 2, приводить до зміни орієнтації головних осей перетинів пружних елементів стосовно лінії дії зосередженої сили P_i на кут φ . Тим самим забезпечується зміна жорсткості пружних елементів залежно від величини контролюваного впливу величини переданого обертового моменту T_e .

Однак, прямий прохід резонансу із зазначеним ефектом властивий тільки системам з кубічно-зростаючою жорсткістю. А при зворотному ході, з урахуванням конструктивних особливостей і наявності механічного зворотного зв'язку, відновлююча пружна сила i -ої пари пружних елементів, що дорівнює по модулю P_i , визначається відповідно до виразу

$$|P_{yi}| = P_i = \frac{\gamma^2 E_i J_{\kappa i} f}{3l^3 \sqrt{\sin^2 \alpha_i + \gamma^4 \cos^2 \alpha_i}} = \frac{\gamma^2 E_i J_{\kappa i} f}{3l^3 \cos(\varphi - \alpha_i) \sqrt{\sin^2 \alpha_i + \gamma^4 \cos^2 \alpha_i}}. \quad (2)$$

Даний вираз свідчить про те, що на жорсткість розглянутої конструкції впливає досить багато параметрів. Зміна лише одного з них, а саме кута первісної орієнтації головних осей перетинів пружного елемента α_i , дозволяє одержати сімейство різних характеристик жорсткості. Серед них можна одержати характеристики з нелінійно спадаючою або нелінійно зростаючою ділянками, а також їхні різні комбінації. Синтез необхідної характеристики представляє не дуже складну математичну задачу і полягає у вирішенні певної системи рівнянь. Однак найбільший інтерес представляють такі характеристики жорсткості, які визначають відновлюючий пружний момент з «перегином» (рис.4.).

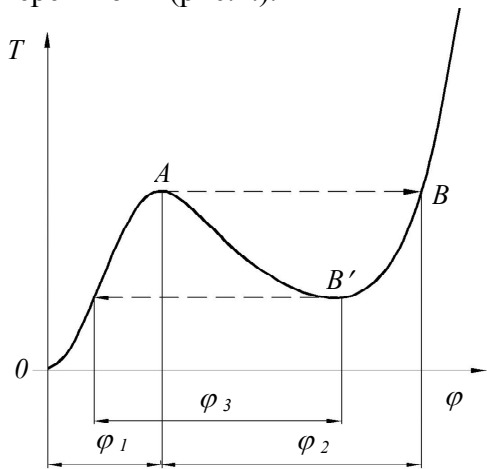


Рисунок 4 - Графік зміни величини пружного відновлюючого моменту.

лінією із стрілкою. Це миттєва зміна кута закручування відповідає випадку «квазиульової» жорсткості і може бути використана для захисту привода від динамічних навантажень, які пов'язані з резонансом. Точка B' відповідає точці, що визначає відновлення навантажувальної здатності. Теоретичні дослідження показали, що при певних геометричних параметрах пружних елементів можна одержати миттєву зміну жорсткості від деякої величини у точці A до мінімуму в точці B у 6 разів. Отже, власна частота коливань системи k зменшиться більш ніж у 2 рази, оскільки власна частота коливань системи визначається з виразу

$$k = \sqrt{\frac{C_{\text{пр}}}{J_{\text{пр}}}}. \quad (3)$$

Така миттєва зміна власної частоти коливань системи дозволяє вийти з діапазону небезпечних резонансних частот, границі якого визначені [2] частотою збурювання $p = 0,8 \dots 1,2 \cdot k$. Зовсім інакше виглядає характеристика жорсткості у випадку зменшення навантаження, що визначає точку B' . У цьому випадку ділянка BB' відповідає зменшенню жорсткості. На наступній ділянці AB' жорсткість збільшується. Отже, для переходу із точки B' у точку A повинна бути витрачена деяка енергія, що по-перше, буде благотворно впливати на процес гасіння коливань, а, по-друге, визначає повернення системи у вихідне положення. Самостійне повернення однієї з півмуфт із точки B' у точку A при знятті навантаження не викликає сумніву. Потенційна енергія муфти в точці B' більша, ніж у всіх інших точках невід'ємної ділянки графіка, розташованих зліва від неї, тому, що потенційна енергія пружних елементів дорівнює

$$\Pi = \int_0^{\varphi} T(\varphi) \cdot d\varphi. \quad (4)$$

На основі проведених досліджень можна зробити наступні **висновки**:

Представлена конструкція має широкі технологічні можливості, з точки зору синтезування необхідних характеристик крутильної жорсткості системи. У разі потреби вона може визначати її характеристику з «квазиульовою» ділянкою. Все це може сприяти широкому застосуванню таких віброізоляторів при вирішенні завдань віброзахисту шляхом реалізації оптимальних режимів автоматичного керування жорсткістю і, у кінцевому результаті, підвищити ефективність використання машинного агрегату.

The design vibroinsulator shifting jerks which is executed as a clutch with a mechanical closed loop presented. The given design allows to change during operation mode of vibration of the drive gear by steered change of its stiffness depending on size of the transferred loading. Design parameters of the device allow to synthesize necessary performance of stiffness and to improve technical characteristics on the drive gear of an engine aggregate.

Література

1. Нагорняк С.Г. Предохранительные муфты с потерей устойчивости при перегрузках // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1978, № 26, – С. 45 - 50.
2. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. - М.: Машиностроение, 1968.
3. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г.Корнейчука. Под ред. Э.И.Григолюка. - М.: Машиностроение, 1985.

Одержано 09.11.2005 р.